

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zařízení pro přibližování kmenů

Device for a Tree Trunk Skidding

Student: Jan Zahradník
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

podpis

Jan Zahradník

Nová 1242

739 34 Šenov u Ostravy

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZAHRADNÍK, J. Zařízení pro přibližování kmenů : bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 48 s., Vedoucí práce: Szlachta, T.

Bakalářská práce se zabývá výběrem vhodného typu zařízení pro přibližování kmenů. V úvodu jsou uvedeny různé možnosti, které se používají pro přibližování kmenů v praxi. Z těchto možností je dále vybrána nejvhodnější varianta, která se dále patřičně modifikuje pro použití právě v tomto specifickém případě. Po předběžném návrhu jsou pevnostně zkontrolovány důležité části konstrukce a na jejich výsledcích jsou provedeny úpravy konstrukce. Výkresová dokumentace konstrukce je uvedena v příloze.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZAHRADNÍK, J. Device for a Tree Trunk Skidding : bachelor thesis. Ostrava : VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Design of Machines and Equipment, 2010, 48 p., Thesis head: Szlachta, T.

This bachelor thesis is about selection of the best system and equipment for tree trunk skidding. In the first part is described sort of possibilities used already in practical environment. The best solution is already taken out of the collection of possibilities and following modification has been applied in order to fit exact specifications. After preliminary design has been done, there was applied the solidity check on the most important parts of the construction. On result of these tests is based list of another improvements and modifications. Drawings is stated in the attachment.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	8
Úvod	12
1. Varianty řešení	13
1.1 Plavení dřeva	13
1.2 Vyvážecí souprava	13
1.3 Lesní lanové dráhy Larix 3T	14
1.4 Vlácení dřeva	14
1.5 Železný kůň	15
1.6 Vozík za čtyřkolku (ATV)	15
2. Porovnání variant	16
2.1 Vlastní koncepce zařízení	17
2.1.1 Čtyřkolová varianta	17
2.1.2 Tříkolová varianta	18
2.1.3 Dvoukolová varianta	18
2.1.4 Jednokolová varianta	18
2.1.5 Foukané kolo	19
2.1.6 Pevné kolo	19
2.1.7 Bubnová brzda	20
2.1.8 Kotoučová brzda	21
2.1.9 Mechanické ovládání brzdy	21
2.1.10 Hydraulické ovládání brzdy	21
3. Návrh	22
3.1 Určení síly prstu	22
3.2 Páky brzdy	23
3.3 Hydraulický mechanismus	24
3.4 Kotoučová brzda	25
3.5 Maximální ubrzditelné zatížení	26
3.6 Hmotnost nákladu	27
4. Kontrolní výpočet	29
4.1 Rozložení zatížení	29
4.2 Kontrola předního ramena	30
4.3 Kontrola středového ramena	31
4.4 Kontrola zadního ramena	32

4.5	Kontrola ramena při naklonění vozíku	33
4.6	Určení reakcí na hlavním nosníku	34
4.7	Kontrola svarů na hlavních nosnících	35
4.8	Kontrola ložisek	37
4.8.1	Statická kontrola	38
4.8.2	Dynamická kontrola	38
4.9	Kontrola otočné osy	39
4.9.1	Statická kontrola	40
4.9.2	Dynamická kontrola	40
5.	Zatížení obsluhy	42
5.1	Síla při zvednutí naloženého vozíku	42
5.2	Síla při naklonění vozíku	43
5.3	Tlačná síla	44
5.4	Výška rukojetí vozíku	45
6.	Závěr	46
7.	Seznam použité literatury	47
8.	Seznam příloh	48

Seznam použitých zkratk a symbolů

B_K	šířka stykové plochy osy s kolem	mm
B_T	vzdálenost těžiště od klopného bodu	mm
C	základní dynamická únosnost	N
C_0	základní statická únosnost	N
D_{BK}	velký průměr brzdového kotouče	mm
D_K	průměr kola	mm
D_{KM}	průměr převáženého kmene	mm
F_{BD}	maximální přitlačná síla na brzdovou destičku	N
F_C	celková síla v těžišti vozíku	N
F_{HP1}	síla působící na primární píst	N
F_{PRSTU}	síla jednoho lidského prstu	N
F_{RUKY}	síla jedné ruky obsluhy	N
$F_{RUKY-TL}$	tlačná síla při jízdě vozíku po rovině	N
F_R	obvodová síla na kole od brzdění	N
F_{TB}	třecí síla na brzdovém kotouči	N
F_{TV}	třecí síla mezi kolem a podložkou	N
H	výška postavy obsluhy	cm
L_L	rozteč oběžných drah ložisek	mm
L_{KM}	délka převáženého kmene	mm
L_R	vzdálenost rukojeti od osy kola ve vodorovném směru	mm
L_{RL}	vzdálenost levé rukojeti od klopného bodu	mm
L_{RP}	vzdálenost pravé rukojeti od klopného bodu	mm
L_T	vzdálenost těžiště od osy kola ve vodorovném směru	mm
L_1	přesah nákladu přes přední rameno	mm
L_2	rozteč středového ramena a kola	mm
L_3	rozteč středového a zadního ramena	mm
L_4	přesah nákladu přes zadní rameno	mm
L_5	přesah předního ramena před kolo	mm
L_6	rozteč zadních nožek a kola	mm
L_7	vzdálenost síly od svaru	mm
L_8	vzdálenost přivařených profilů	mm
L_{10}	základní trvanlivost ložiska	mil.ot.

L_{10h}	trvanlivost ložiska v provozních hodinách	hod
M_{oNL}	ohybový moment hlavního nosníku v místě ložiska	Nm
M_{oOA}	ohybový moment v místě A osy	Nm
M_{oOB}	ohybový moment v místě B osy	Nm
M_{oA1}	ohybový moment předního příčného ramena	Nm
M_{oA3}	ohybový moment zadního příčného ramena	Nm
M_{oB1}	ohybový moment předního příčného ramena	Nm
M_{oB3}	ohybový moment zadního příčného ramena	Nm
M_B	celkový brzdící moment	Nmm
M_{B1k}	maximální brzdící moment na jednom kotouči	Nmm
R	výška dlaně obsluhy od země	cm
R_B	síla na bočnice ramen	N
$R_{eS235JRH}$	minimální mez kluzu materiálu S235JRH	MPa
$R_{eS235JR}$	minimální mez kluzu materiálu S235JR	MPa
R_O	rádius přechodu osy	mm
R_L	reakce pod ložiskem	N
R_N	reakce na zadní nožce	N
R_1	reakce na přední příčné rameno	N
R_2	reakce na prostřední příčné rameno	N
R_3	reakce na zadní příčné rameno	N
S_{p1}	plocha primárního pístu	mm ²
S_{p2}	plocha sekundárního pístu	mm ²
S_1	vzdálenost oběžné dráhy ložiska od čela vnitřního kroužku	mm
V_{H_2O}	objem vody při pokusu	l
V_N	objem naloženého nákladu	m ³
W_{o25x2}	průřezový modul v ohybu ocelového profilu 25x2	mm ³
W_{o35x2}	průřezový modul v ohybu ocelového profilu 35x2	mm ³
\sqrt{A}	Neuberova konstanta	-
a	délka ramena navržené páky	mm
a_{sv}	nosný průřez svarů	mm
$a_{páky}$	délka ramena testovací páky	mm
a_{25x2}	délka strany ocelového profilu 25x2	mm
a_{35x2}	délka strany ocelového profilu 35x2	mm

b	délka ramena navržené páky	mm
$b_{páky}$	délka ramena testovací páky	mm
c	zdvih navržené páky	mm
d_{BK}	malý průměr brzdového kotouče	mm
d_{O1}	velký průměr osy kola	mm
d_{O2}	malý průměr osy kola	mm
d_{P1}	průměr primárního pístu	mm ²
d_{P2}	průměr sekundárního pístu	mm ²
f_{BD}	součinitel tření brzdového obložení o ocelový kotouč	-
f_{PNEU}	součinitel tření pryžového kola o podložku	-
f_V	součinitel valivého odporu kola	-
g	gravitační zrychlení	m/s ²
h_{DK}	výška dotyku kmene o svislici ramene	mm
h_{HP1}	zdvih primárního pístu	mm
h_{HP2}	zdvih sekundárního pístu	mm
$k_{d\sigma A}$	součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu místa A osy	-
k_{sNL}	koeficient statické bezpečnosti hlavního nosníku	-
k_{sOA}	koeficient statické bezpečnosti místa A osy	-
k_{sPRA1}	koeficient bezpečnosti předního příčného ramena	-
k_{sPRA3}	koeficient bezpečnosti zadního příčného ramena	-
k_{sPRB1}	koeficient bezpečnosti předního příčného ramena	-
k_{sPRB3}	koeficient bezpečnosti zadního příčného ramena	-
k_{ssV1}	koeficient bezpečnosti svaru 1	-
k_{ssV2}	koeficient bezpečnosti svaru 2	-
k_l	převodní součinitel svarového namáhání	-
l_{S1}	délka předního svaru hlavního nosníku	mm
l_{S2}	délka zadního svaru hlavního nosníku	mm
m_{CMAX}	maximální hmotnost celého vozíku	kg
m_{KM}	hmotnost jednoho kmene	kg
m_N	hmotnost nákladu	kg
m_V	hmotnost konstrukce vozíku	kg
n	počet svarů	-
n_L	otáčky ložiska	ot/min
q	měrné zatížení vozíku	N/mm

q_K	měrné zatížení osy	N/mm
p	tlak v hydraulické kapalině vyvozený jednou pákou	MPa
p_c	celkový maximální tlak v kapalině	MPa
s_0	součinitel bezpečnosti statické únosnosti ložiska	-
t_{BD}	tloušťka brzdového kotouče	mm
t_1	rozteč hlavních nosníků na předním a středovém příčném rameni	mm
t_2	rozteč reakcí na příčných ramenech	mm
t_3	rozteč hlavních nosníků na zadním rameni	mm
$t_{25 \times 2}$	tloušťka stěny ocelového profilu 25x2	mm
$t_{35 \times 2}$	tloušťka stěny ocelového profilu 35x2	mm
v_{CH}	rychlost lidské chůze	m/s
α_s	sklon svahu	°
α_{oOA}	součinitel vrubu místa A osy	-
β_A	vrubový součinitel	-
ε_{vA}	součinitel velikosti průřezu v místě A osy	-
η_{pA}	součinitel jakosti povrchu	-
ρ_{KM}	měrná hustota dřeva	kg/m ³
π	Ludolfovo číslo	-
σ_{aOA}	amplituda napětí v místě A osy	MPa
σ_{CoA}^*	mez únavy skutečné součásti v místě A osy	MPa
$\sigma_{CoS235JR}$	mez únavy hladkého vzorku	MPa
σ_{oOA}	ohybové napětí osy v místě A	MPa
σ_{oNL}	ohybové napětí v hlavních nosníku v místě ložiska	MPa
σ_{oPRA1}	ohybové napětí v předním příčném rameni	MPa
σ_{oPRA3}	ohybové napětí v zadním příčném rameni	MPa
σ_{oPRB1}	ohybové napětí v předním příčném rameni	MPa
σ_{oPRB3}	ohybové napětí v zadním příčném rameni	MPa
σ_{oSV1}	ohybové napětí v těžišti svaru 1	MPa
σ_{oSV2}	ohybové napětí v těžišti svaru 2	MPa
σ_{REDSV1}	celkové redukované napětí v těžišti svaru 1	MPa
σ_{REDSV2}	celkové redukované napětí v těžišti svaru 2	MPa
σ_{tSV1}	tahové napětí v těžišti svaru 1	MPa
σ_{tSV2}	tahové napětí v těžišti svaru 2	MPa

Úvod

Již od dětství jezdívám na chalupu nedaleko Vsetína, která se nachází v CHKO Beskydy a je zde zavedena pouze elektrická energie. Jediným zdrojem tepla je tak pouze dřevo, které se používá jak na vytápění, tak na vaření. Chalupa sice není trvale obydlena, ale i přesto, že se zde jezdí několikrát do roka, je spotřeba dřeva poměrně velká. K chalupě patří i poměrně velký les o rozloze 1 hektaru, který byl však po několik let neudržován a je tedy potřeba postupně vykácet mrtvé nebo suché stromy, které brání v růstu zdravým. Toto se snažíme společnými silami dělat již několik let, ale stále nejsme u konce.

Les je ve velice členitém prostoru na kopci a pro přístup do něj lze použít část lesní cesty a dále pouze lesní pěšinu. Nyní se veškeré dřevo nosí z lesa ručně, případně s pomocí stavebního kolečka, které má po naložení těžiště hodně vysoko a jízda z kopce s ním je velice nebezpečná. Této situaci bych chtěl zabránit návrhem nového způsobu přibližování kmenů a jeho zavedením do praxe.

Nový způsob dopravy kmenů by měl být podstatně bezpečnější, jednodušší a práce s ním rychlejší a méně fyzicky náročnější. Další omezení vycházejí z umístění lesa a umístění dopravní trasy, která vede přes cizí pozemky, proto nelze stavět stacionární zařízení, případně provozovat zařízení, které by nebyly šetrné k okolnímu prostředí.

Výsledkem této bakalářské práce bude zařízení pro přibližování kmenů maximálního průměru 250 mm a maximální délky 1900 mm. Pro použití v daném místě musí navíc zařízení splňovat podmínky jednoduché manipulace, minimální zátěže obsluhy, nízké hmotnosti, minimálního skladovacího prostoru a jednoduchého brzdění při jízdě. Hlavním cílem je celé zařízení vyrobit a uvést do provozu.



Obr.1 Aktuální stav přibližování

1. Varianty řešení

Před výběrem nejvhodnější varianty jsem provedl průzkum trhu a zjistil, co se používá při těžení dřeva a zda již nějaké podobné řešení neexistuje.

1.1 Plavení dřeva

Tato metoda dopravy dřeva se používala již od 16. století, kdy byla jednoznačně nejlacinější metodou dopravy dřeva. Sloužila především pro dopravu vytěženého dřeva k pilám. V horních tocích se dřevo plavilo v nesvázaném stavu a po středních a dolních tocích svázané do vorů. Případně byly postaveny speciální kanály pro dopravu dřeva do požadovaných míst. (11)

1.2 Vyvážecí souprava

Při tomto způsobu vyvážení dřeva z lesa nedochází k tak velkému poškození terénu jako při vlácení dřeva, protože soupravy mají vlastní nakládací prostor, do kterého pomocí hydraulické ruky nakládají dřevěné kulatiny.



Obr. 1.1 Vyvážecí souprava (12)

1.3 Lesní lanové dráhy Larix 3T

Lesní lanovky LARIX 3T jsou určeny pro dopravu dříví proti svahu, po svahu i po rovině, v polozávěsu, event. celozávěsu. Pohonnou i přepravní jednotkou lanovky je univerzální kolový traktor, na kterém je kompletní nástavba lanovky zavěšena na zadním a předním tříbodovém závěsu traktoru. Systém je pětikanový a sestává z nosného, oběžného, zvedacího, pomocného a montážního lana.



Obr. 1.2 Lesní lanová dráha Larix 3T (13)

1.4 Vlácení dřeva

Vlácení dřeva je nejstarší metodou přibližování dřeva. Nejprve se pro vlácení dřeva používaly koně, později se přešlo na používání traktorů. Při použití těžké techniky dochází však k velkému poškození terénu, přes který je dřevo vláceno.



Obr. 1.3 Vlácení koněm (14)

1.5 Železný kůň

Tyto moderní hydraulicky poháněné pásové stroje KAPSEN české výroby zvládnou téměř veškerý terén. Lze je použít jako vláčecí soupravu nebo s patřičnými doplňky (vozík, hydraulická ruka) jako vyvážecí soupravu. Při používání dochází k velkému poškození terénu.

Technická data: Výkon motoru 16 HP, Tažná síla 1000 kp, Rychlost 4-6 km/h

Dálkové ovládání navijáku

Rozměry (v cm): 200 x 120 x 165, Hmotnost: 690 kg

Cena: 340 000 Kč



Obr. 1.4 Železný kůň KAPSEN (15)

1.6 Vozík za čtyřkolku (ATV)

Vozík pro přibližování nařezaného dřeva z lesa. Ideální i pro řezání kmenu přímo na vozíku. Speciální mnohobláštňové pneumatiky, velikost ráfku 7". Převoz klád až 300 cm délky a váhy až 700 kg anebo 1,5 m³. Pozinkovaný, včetně upínacího pásu. K obsluze stačí jedna osoba. Možnost práce i se slabší čtyřkolku a výkonem. Český výrobek. Cena 10 990 Kč.



Obr. 1.5 Vozík za ATV (16)

2. Porovnání variant

Všechny tyto varianty jsou poměrně finančně náročné a některé v místních podmínkách nerealizovatelné. Porovnání všech variant je stručně shrnuto v tab. 2.1.

Varianta plavení dřeva by byla vhodná pro případ, kdy je potřeba svážet dřevo na velkou vzdálenost a to z jednoho místa. Navíc v místních podmínkách není dostupný žádný zdroj vody.

Vyvážecí souprava by se dala použít za předpokladu, že se dřevo z lesa ručně, nebo jiným způsobem dopraví k lesní cestě, kde by se naložilo na soupravu a odvezlo na místo určení. U této varianty opět neodpadne ruční manipulace se dřevem na větší vzdálenost. Navíc je zde problém s uskladněním celé vyvážecí soupravy.

Pro použití lesní lanové dráhy je nutno mít mezi výchozí a cílovou stanicí volný přímý průsek. Ten by za určitých podmínek zajistit šlo, nicméně opět je zde problém s dopravením kmenů do blízkosti lanovky, případně vlečení lanovkou v terénu. Vzhledem k tomu, že toto zařízení nebude používáno stále, muselo by se vždy po použití demontovat a uklidit. Montáž a demontáž je časově velmi náročná, tudíž by byla nízká efektivnost práce.

Přibližování dříví koňmi by mohlo být použitelnou variantou v případě, že by v objektu někdo byl celoročně a staral by se o koně. Při porovnání výdajů na chov koně s výslednou užitnou hodnotou koňské síly při svážení dřeva se dostáváme do nerentabilních částek. Vláčení dřeva traktorem nevyhovuje z důvodu velkého poškozování terénu.

Železný kůň by jistě vyřešil problém s ručním přenášením dřeva, protože by se mohl využívat k vyvlečení dřeva z lesa k lesní cestě, zde dřevo naložit na jeho přívěs a svézt na místo určení. Bohužel pořizovací cena je vysoká a pořízení by se vyplatilo při větším využití stroje, případně při rozdělení pořizovacích nákladů na více majitelů, kteří by stroj používali.

Varianta vozíku za čtyřkolku vypadá velice zajímavě a cena je také příznivá. Nevlastníme však čtyřkolkou a její pořízení jsou opět náklady okolo 50 – 70 tisíc Kč. Opět se zde naskýtá problém s uskladněním čtyřkolky v objektu.

Tab. 2.1 Porovnání variant řešení

Varianta	Výhody	Nevýhody
Plavení dřeva	Velká vzdálenost	Nutný zdroj vody Doprava pouze z kopce
Vyvážecí souprava	Nosnost	Pořizovací náklady Uskladnění Nešetrnost k přírodě
Lanová dráha	Vysoká nosnost Možnost tažení nebo zavěšení	Nutný volný přímý průsek Dlouhá doba přípravy
Přibližování koňmi	Přírodní metoda	Starost o koně
Vláčení traktorem	Velká síla	Nešetrnost k přírodě Pořizovací náklady
Železný kůň	Široké možnosti použití Velká síla	Pořizovací náklady
Prívěsný vozík za ATV	Široké možnosti použití	Pořizovací náklady tažného členu Uskladnění

2.1 Vlastní koncepce zařízení

Po prozkoumání všech variant, porovnání jejich kladů a záporů jsem dospěl k názoru, že navrhnu a vyrobím vozík, který bude poháněn lidskou silou, případně malým motorem. Pro tuto variantu jsem se rozhodl z důvodu, že dřevo se v 90% případů sváží ze svahu dolů, zbytek tvoří jízda po rovině. Hlavním problémem je tedy brzdění vozíku s nákladem při jízdě dolů, případně vyvezení vozíku nahoru pro naložení. Proto by měl mít vozík co nejmenší hmotnost, aby se dal snadno ručně vyvézt, případně obsahovat motor, který by při jízdě do kopce pomáhal.

2.1.1 Čtyřkolová varianta

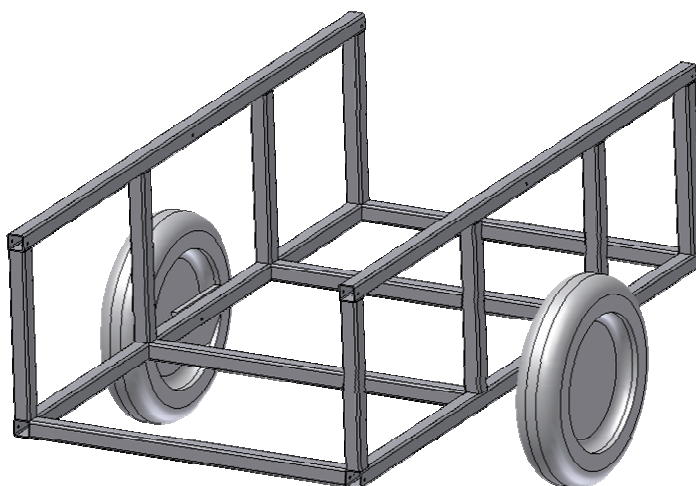
První myšlenkou byla varianta se čtyřmi koly, zde se ale naskytl problém se zbytečnou váhou, kterou by tvořila všechna kola a velké rozměry vozíku, protože kola by musela být vně nákladu. Další nevýhodou je vyšší cena, protože by se musela pořídit 4 stejná kola. Navíc tento typ vozíku by v členitém terénu stejně nevyužíval jízdy po všech kolech, ale různě by se nakláněl a jízda s ním by byla fyzicky náročná.

2.1.2 Tříkolová varianta

V této variantě jsem uvažoval o vozíku na dvou velkých brzděných kolech, které by nesly hlavní zatížení nákladu a třetí otočné kolo, by bylo pouze opěrné. Toto kolo by ulehčilo zátěž obsluhy, která by vozík nemusela nést v rukách, ale pouze určovala směr jízdy a brzdila celý vozík. Případně je možno tříkolovou variantu řešit s jedním velkým kolem a dvěma malými, které by sloužily pouze jako opěrné. Nevýhodou těchto variant je neustálý styk s podložkou pomocí valivého členu, čímž by při nakládání mohlo docházet k nežádoucím pohybům celého vozíku.

2.1.3 Dvoukolová varianta

Varianta se dvěma koly je výhodnější vzhledem k manipulaci s vozíkem, ale opět je zde nevýhodou umístění kol vzhledem k nákladu. Navíc při jízdě v bočním úklonu dochází k většímu zatížení jednoho kola a to vždy stejného, protože svah je celou cestu ve stejném sklonu. Zatížení obsluhy by bylo proměnlivé, závislé od vyváženosti vozíku. Výhodou této varianty je jednoduché zatačení vozíku při brzdění každého kola nezávisle.

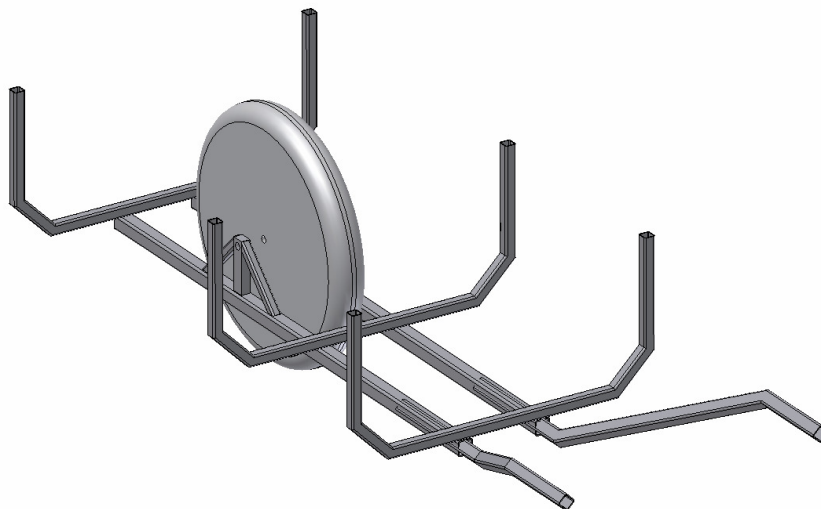


Obr. 2.1 Dvoukolová varianta

2.1.4 Jednokolová varianta

Varianta s jedním kolem má sice své nevýhody, ale i spoustu výhod. Mezi výhody se řadí snadná manipulace, protože všechny pohyby vozíku zajišťuje obsluha. Vozík lze jednoduše naklápět, tím se při jízdě v bočním svahu dá tento sklon snadno kompenzovat. Vozík musí být vhodně naložen, aby se těžiště nacházelo co nejblíže k ose kola a tím byla zátěž obsluhy co nejmenší. Nevýhodou je zde jízda ze svahu, kde se těžiště posune před kolo a tím jsou rukojeti vozíku nadzvedávány. V případě, kdy je vozík dobře vyvážen pro jízdu ze svahu, nese obsluha zanedbatelnou hmotnost v ruce a tím může svou sílu využít k manipulaci s vozíkem. Větší sílu musí použít pouze v případě zvedání nebo pokládání vozíku při

zastavení. Použitím jednoho kola není možno převážet velké náklady, protože veškerou hmotnost nese pouze toto jedno kolo.



Obr. 2.2 Jednokolová varianta

2.1.5 Foukané kolo

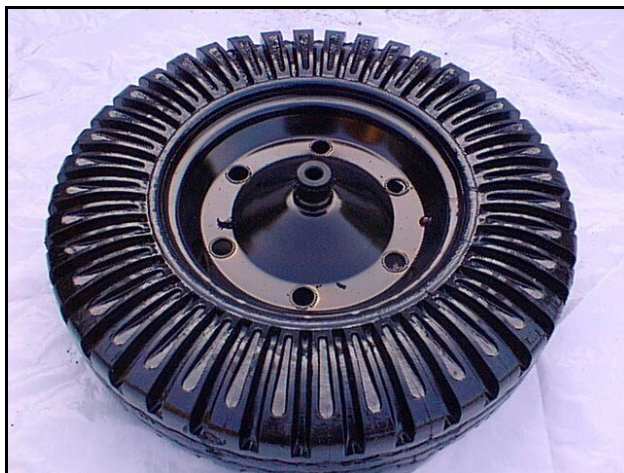
Výhodou tohoto typu kola je jeho nízká hmotnost. Pneumatika může být nasazena na profilovaném ocelovém disku, nebo na ráfku s výpletem, kde střed může případně obsahovat i nějaký typ brzdy. Možnost pružení na vzduchu v pneumatice je zde spíše nevýhodou, protože pod zatížením by se kolo deformovalo, došlo tak ke zvětšení otisku pneumatiky a tím ke zvětšení valivého odporu pneumatiky. Při jízdě z kopce je tento odpor možno využít pro brzdění vozíku, avšak při jízdě po rovině by musel být překonán obsluhou.



Obr. 2.3 Foukané kolo na pevném ráfku (17)

2.1.6 Pevné kolo

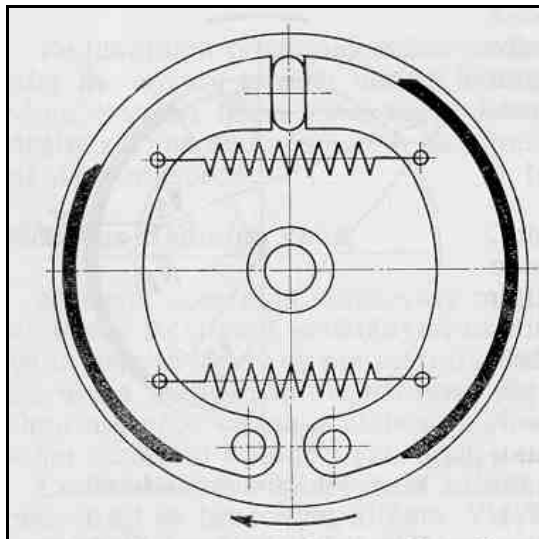
Pevné kolo má sice vyšší hmotnost, protože je tvořeno pevnou gumovou obručí ve většině případů nasazenou na ocelovém profilovaném disku. Tento disk je však podstatně pevnější a celé kolo tak snese větší zatížení.



Obr. 2.4 Pevné kolo s ocelovým diskem (18)

2.1.7 Bubnová brzda

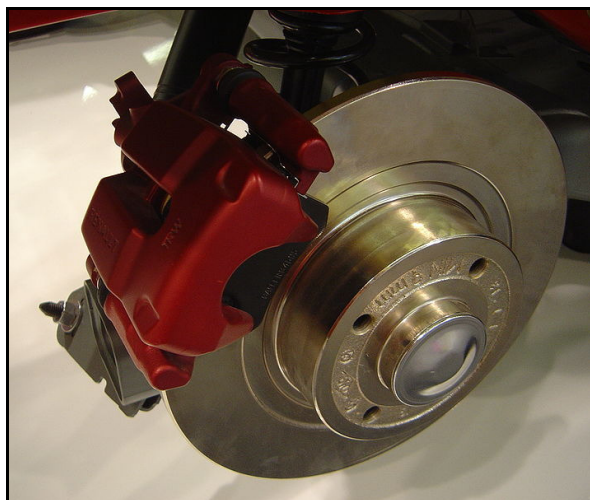
V případě použití foukaného kola ze starého motocyklu by se mohla využít i jeho bubnová brzda umístěná v náboji kola.



Obr. 2.5 Bubnová brzda (19)

2.1.8 Kotoučová brzda

Oproti bubnové brzdě má větší účinnost. Lze jí konstruovat v několika provedeních, buďto pevný třmen + plovoucí kotouč, plovoucí třmen + pevný kotouč + jedna pevná brzdová deska a druhá přítlačná, nebo pevný kotouč + pevný třmen + obě brzdové desky přítlačné.



Obr. 2.6 Kotoučová brzda (20)

2.1.9 Mechanické ovládání brzdy

Mechanické ovládání brzdy má výhodu v nenáročnosti na údržbu, nepotřebuje žádné těsnící prvky, jednoduchá instalace a případné opravy. Jakékoli převody lze realizovat kladkami nebo pákami, ty ale snižují účinnost celého mechanismu.

2.1.10 Hydraulické ovládání brzdy

Hydraulickým ovládáním lze dosáhnout vysokých sil při podstatně menším zástavbovém prostoru a není k tomu potřeba velkých pák a mechanismů. Nevýhodou je nutnost dokonalého těsnění, aby nedocházelo k únikům provozní kapaliny a tím poškozování životního prostředí a snižování účinnosti hydraulického mechanismu.

Po důkladném porovnání výhod a nevýhod všech variant, jsem se rozhodl pro variantu jednokolového vozíku, s kolem s pevnou gumovou obručí, brzděným kotoučovou brzdou ovládanou hydraulickým mechanismem.

3. Návrh

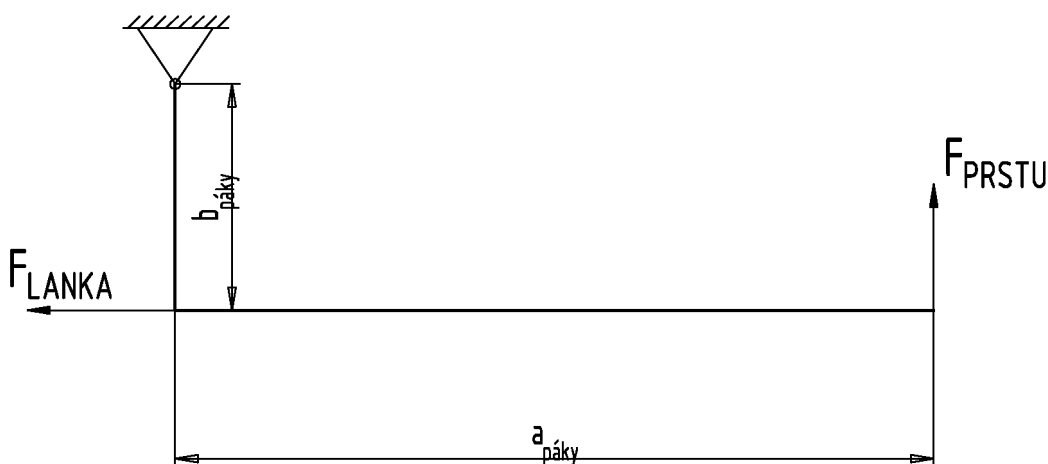
Tato kapitola obsahuje návrh základních komponentů vozíku na základě zátěže obsluhy vozíku.

3.1 Určení síly prstu

Nejprve jsem provedl pokus jak je vidět na obr. 3.1 na staré páčkové brzdě z jízdního kola, abych zjistil maximální sílu, kterou lze vyvodit jedním prstem. Ovládání jedním prstem volím z důvodu lepšího držení vozíku a tím lepší manipulace.



Obr. 3.1 Pokusné zjištění síly



Obr. 3.2 Schéma pokusu

Na konci lanka z ruční brzdy jsem měl zavěšen plastový kbelík, do kterého jsem postupně přiléval vodu a tím zjišťoval maximální sílu. Měření jsem postupně opakoval, abych zjistil, zda je obsluha toto zatížení schopna vyvodit i po několikanásobném použití. Měření jsem provedl i na dalších osobách a došel jsem k níže uvedeným výsledkům.

$$V_{H_2O} = 12 \text{ l}$$

$$a_{\text{páky}} = 100 \text{ mm}$$

$$b_{\text{páky}} = 30 \text{ mm}$$

Schéma celého pokusu je na obr. 3.2, ze kterého jsem vypočítal sílu jednoho prstu pomocí rovnováhy sil na páce:

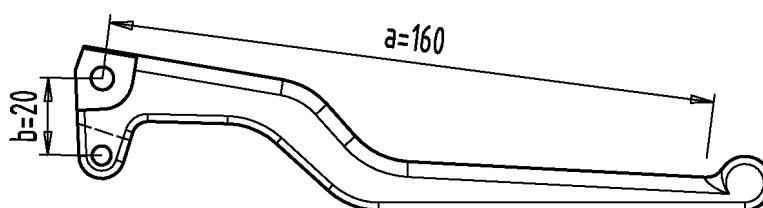
$$F_{\text{PRSTU}} = \frac{F_{\text{LANKA}} \times b_{\text{páky}}}{a_{\text{páky}}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}} \times g \times \rho_{\text{H}_2\text{O}} \times b_{\text{páky}}}{a_{\text{páky}}} \quad (3.1)$$

$$F_{\text{PRSTU}} = \frac{12 \cdot 10^{-3} \times 9,81 \times 998 \times 30}{100} = 35,2 \text{ N}$$

Takto vypočítaná síla je považována za optimální sílu pro obsluhu, v případě potřeby je možné sílu zvětšit použitím dvou prstů. Dále ve výpočtech je používána hodnota $F_{\text{PRSTU}} = 35 \text{ N}$.

3.2 Páky brzdy

Ovládání kotoučové brzdy vozíku jsem zvolil hydraulické a jako hlavní inspiraci jsem si vzal hydraulické brzdy pro jízdní kola, kde je píst zapracován přímo u brzdové páky. Snažil jsem se využít podobnosti a navrhl jsem páku brzdy, která je prodloužená, aby bylo dosaženo větší síly působící na píst. Tvar navržené páky je vidět na obr. 3.3.

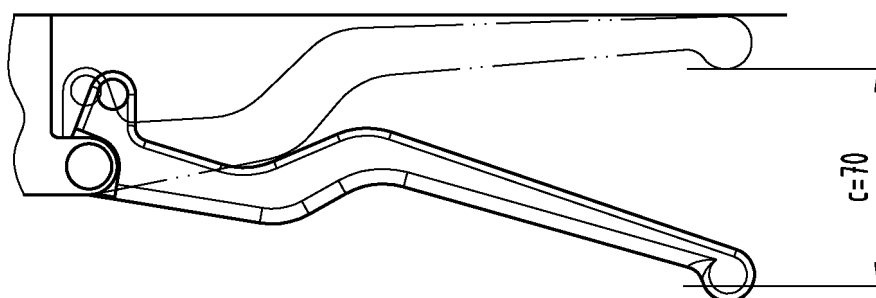


Obr. 3.3 Navržená páka brzdy

Sílu působící na píst hydraulického mechanismu jsem vypočítal pomocí rovnováhy sil na páce brzdy.

$$F_{\text{HP1}} = \frac{F_{\text{PRSTU}} \times a}{b} \quad (3.2)$$

$$F_{\text{HP1}} = \frac{35 \times 160}{20} = 280 \text{ N}$$



Obr. 3.4 Zdvih páky brzdy

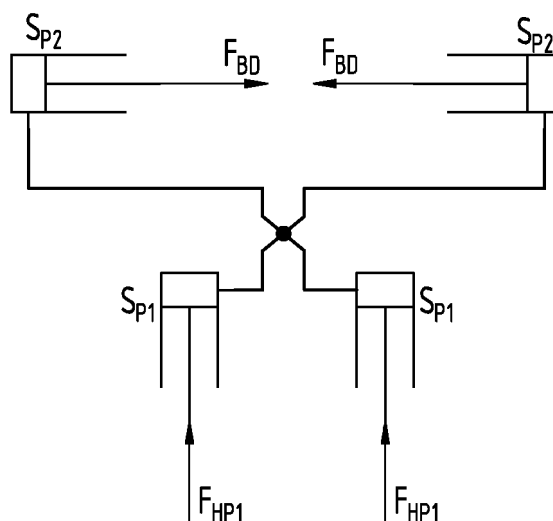
Zdvih páky v místě prstu je vidět na obr. 3.4, jeho rozměr vyplývá z konstrukce páky a jejího uchycení $c = 70 \text{ mm}$. Na základě toho lze spočítat posun primárního pístu v tělese válce:

$$h_{HP1} = \frac{c \times b}{a} \quad (3.3)$$

$$h_{HP1} = \frac{70 \times 20}{160} = 8,75 \text{ mm}$$

3.3 Hydraulický mechanismus

Hydraulický mechanismus na vozíku má 2 primární písty v pákách na rukojeti a 2 sekundární písty u kola na přítlak brzdových destiček jak je nakresleno na obr. 3.5. Všechny tyto písty jsou spojené v jedné rozváděcí kostce, čímž lze ovládat brzdění obou brzdových destiček pouze jednou pákou při menší přítlačné síle.



Obr. 3.5 Schéma hydraulického mechanismu

Velikost pístů jsem volil s ohledem na vyrábění a běžné dostupné miskové manžety. Tyto manžety těsní v beztlakém stavu díky radiálnímu předpětí, které vznikne stlačením břitů při vložení do prostoru válce. Při provozu je těsnosti dosaženo přitlačením břitů na stěny válce provozním tlakem.

Pro primární píst jsem volil miskovou manžetu se středovou dírou pro nasazení na pístek: 2x8x6 NBR80 ČSN 02 9270 (9).

Tlak v hydraulické kapalině vyvozený jednou brzdovou pákou:

$$p = \frac{F_{HP1}}{S_{P1}} = \frac{4 \times F_{HP1}}{\pi \times d_{P1}^2} \quad (3.4)$$

$$p = \frac{4 \times 280}{\pi \times 8^2} = 5,57 \text{ MPa}$$

Celkový maximální tlak v obvodu:

$$p_c = 2 \times p \quad (3.5)$$

$$p_c = 2 \times 5,57 = 11,14 \text{ MPa}$$

Pro sekundární píst jsem zvolil plnou miskovou manžetu 25,5x9 BM ČSN 02 9273 (9).

Maximální přitlačná síla na brzdovou destičku:

$$F_{BD} = p \times S_{p2} = p \times \frac{\pi \times d_{p2}^2}{4} \quad (3.6)$$

$$F_{BD} = 5,57 \times \frac{\pi \times 25,5^2}{4} = 2844 \text{ N}$$

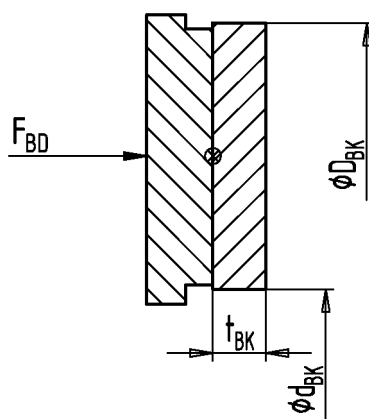
Zdvih sekundárního pístu a tím posun brzdové destičky lze spočítat pomocí zákona zachování objemu:

$$h_{HP2} = \frac{S_1 \times h_{HP1}}{S_2} = \frac{4 \times \pi \times d_{p1}^2 \times h_{HP1}}{4 \times \pi \times d_{p2}^2} = \frac{d_{p1}^2 \times h_{HP1}}{d_{p2}^2} \quad (3.7)$$

$$h_{HP2} = \frac{8^2 \times 8,75}{25,5^2} = 0,86 \text{ mm}$$

3.4 Kotoučová brzda

Kotoučová brzda je tvořena dvěma ocelovými kotouči, které jsou přivařeny k plechovému disku kola z obou stran, a brzdovými destičkami, které působí na vnější stranu ocelových kotoučů. Tyto brzdové kotouče jsou původem z osobního vozidla, kde již nesplňovaly předepsanou tloušťku a jsou patřičně upraveny pro montáž na vozík. Brzdové destičky jsou vyřazené z vozidla Mitsubishi L200.



Obr. 3.6 Schéma kotoučové brzdy

$$D_{BK} = 230 \text{ mm}$$

$$d_{BK} = 160 \text{ mm}$$

$$t_{BK} = 7 \text{ mm}$$

Součinitel tření mezi brzdovým obložením a ocelovým kotoučem se podle různých zdrojů pohybuje v rozmezí 0,5 – 0,6 podle teploty obložení a mnoha dalších faktorů. Vzhledem k použití brzdového obložení lze zde používat $f_{BD} = 0,55$.

Třecí síla na brzdovém kotouči:

$$F_{TB} = F_{BD} \times f_{BD} \quad (3.8)$$

$$F_{TB} = 2844 \times 0,55 = 1564 \text{ N}$$

Maximální brzdící moment na jednom kotouči:

$$M_{B1k} = F_{TB} \times \frac{D_{BK} + d_{BK}}{4} \quad (3.9)$$

$$M_{B1k} = 1564 \times \frac{230 + 160}{4} = 152490 \text{ Nmm}$$

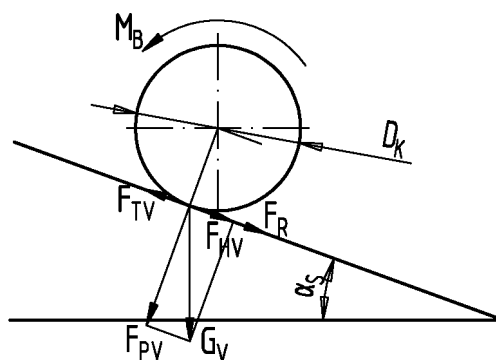
Celkový brzdící moment:

$$M_B = 2 \times M_{B1k} \quad (3.10)$$

$$M_B = 2 \times 152490 = 304980 \text{ Nmm}$$

3.5 Maximální ubrzditelné zatížení

Aby nedošlo k prokluzu kola vůči podložce, musí být zaručená větší třecí síla vzniklá hmotností celého vozíku, než síla na obvodu kola vzniklá brzděním kotouče. Tíhu vozíku působící na podložku bylo potřeba rozložit do směru kolmého na podložku a rovnoběžného s podložkou. Pro maximální sklon svahu, který jsem uvažoval $\alpha_s = 20^\circ$, je rozklad sil uveden na obr. 3.7.



Obr. 3.7 Rozklad sil na kole vozíku

Obvodová síla na kole o průměru $D_K = 360 \text{ mm}$ vyvozená brzděním:

$$F_R = \frac{2 \times M_B}{D_K} \quad (3.11)$$

$$F_R = \frac{2 \times 304980}{360} = 1694 \text{ N}$$

Vypočtená obvodová síla na kole vyvozená brzděním je rovna maximální tažné síle vozíku z nakloněné roviny dolů. Z čehož se dá vypočítat maximální hmotnost celého vozíku:

$$m_{\text{CMAX}} = \frac{F_R}{\sin \alpha_s \times g} \quad (3.12)$$

$$m_{\text{CMAX}} = \frac{1694}{\sin 20^\circ \times 9,81} = 504 \text{ kg}$$

Nyní je potřeba zkontrolovat, zda nedojde při brzdění k překročení třecí síly mezi kolem a podložkou, vyvozenou tíhou vozíku. Součinitel tření mezi kolem a terénem jsem volil podle literatury (8) jako součinitel tření mezi pneumatikou a mokrou polní cestou $f_{\text{PNEU}} = 0,4$.

$$F_{\text{TV}} = F_{\text{PV}} \times f_{\text{PNEU}} = m_{\text{CMAX}} \times g \times \cos \alpha \times f_{\text{PNEU}} \quad (3.13)$$

$$F_{\text{TV}} = 504 \times 9,81 \times \cos 20^\circ \times 0,4 = 1858 \text{ N}$$

Třecí síla je větší než obvodová síla, kterou vyvodí brzdění a proto nedojde k prokluzu kola.

Výpočtem jsem došel k maximální hmotnosti celého vozíku včetně nákladu $m_{\text{CMAX}} = 504 \text{ kg}$. Tato hmotnost je pouze teoretická, protože s vozíkem o této hmotnosti by manipulace určitě nebyla jednoduchá.

3.6 Hmotnost nákladu

Hmotnost jednoho kmene o délce $L_{\text{KM}} = 1900 \text{ mm}$ a průměru $D_{\text{KM}} = 250 \text{ mm}$ se může výrazně lišit podle stavu dřeva (mokrý, suchý) a také podle typu dřeva (21). Pro výpočet jsem použil průměrnou hustotu dřeva $\rho_{\text{KM}} = 800 \text{ kg/m}^3$.

Orientační hmotnost jednoho kmene:

$$m_{\text{KM}} = \frac{\pi \times D_{\text{KM}}^2}{4} \times L_{\text{KM}} \times \rho_{\text{KM}} \quad (3.14)$$

$$m_{\text{KM}} = \frac{\pi \times 0,250^2}{4} \times 1,9 \times 800 = 74,6 \text{ kg}$$

Při různém uspořádání nákladu na vozík jsem došel k závěru, že vozík budu dimenzovat na hmotnost $m_N = 280 \text{ kg}$, což odpovídá 3 ks kmenů a dalším menším kouskům, které lze doložit do nevyplněného prostoru.

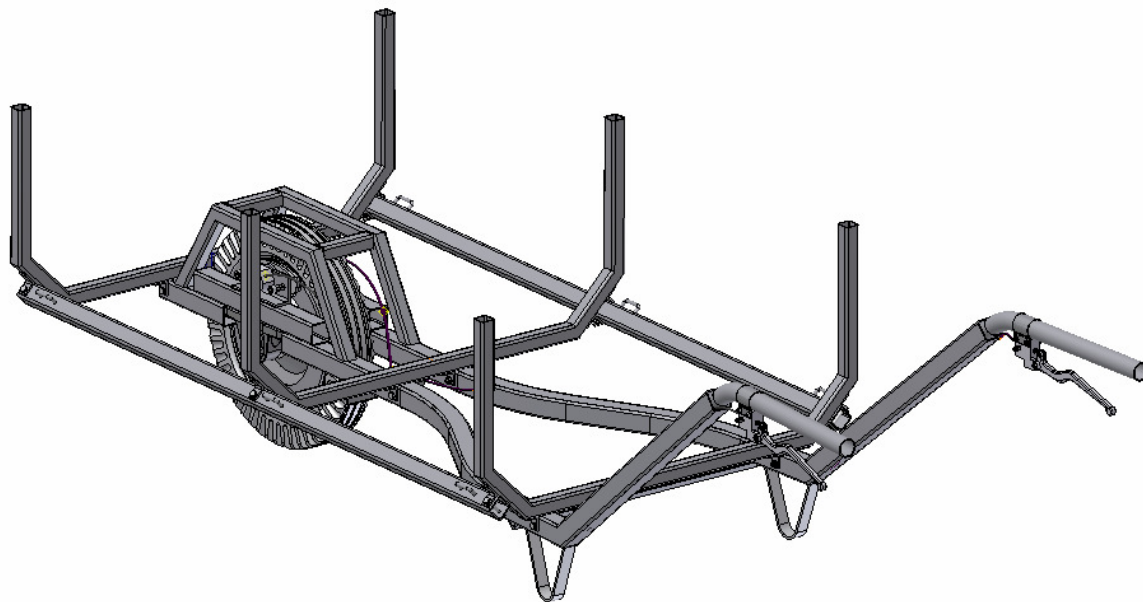
Zpětným přepočtem jsem zjistil, že na vozík lze naložit:

$$V_N = \frac{m_N}{\rho_{\text{KM}}} \quad (3.15)$$

$$V_N = \frac{280}{800} = 0,35 \text{ m}^3$$

Po provedení těchto základních návrhových výpočtů jsem provedl 3D návrh celého vozíku v programu Autodesk Inventor. Tímto jsem došel ke konečnému tvaru vozíku a mohl jsem přistoupit ke kontrolnímu výpočtu kritických částí vozíku.

Celková hmotnost konstrukce vozíku $m_v = 34 \text{ kg}$



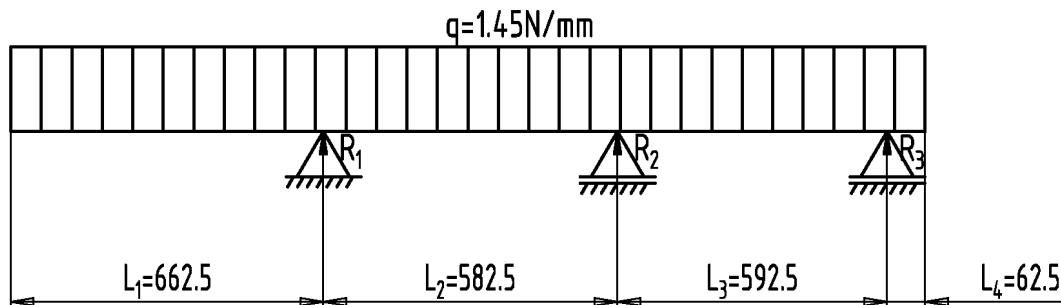
Obr. 3.8 Návrh vozíku v programu Autodesk Inventor

4. Kontrolní výpočet

Tato kapitola obsahuje kontrolní výpočet základních součástí vozíku.

4.1 Rozložení zatížení

Z konstrukčního hlediska jsem vozík konstruoval tak, aby část kmenů přesahovala přes kolo dopředu bez podpěr a tím je vozík kratší a má menší hmotnost. Rozložení zatížení vozíku je schématicky znázorněno na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Schéma zatížení vozíku

Pro výpočet reakcí na nosnících od zatížení kmenů jsem použil program MITCalc a kontrolu jsem provedl programem ANSYS Workbench. Vstupní parametry a výsledky výpočtu z MITCalc jsou na obr. 4.2.

Přímé nosníky s konstantním průřezem Výpočet nosníku

i ☒ Výpočet bez chyb.

ii ☐ Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo: A...Volný konec

1.3 Počet podpěr mezi: 3

1.4 Ukončení nosníku vpravo: A...Volný konec

1.5 Pole nosníku číslo: L1 L2 L3 L4

1.6 Délka pole nosníku L: 662,5 582,500 592,5 62,5 [mm]

1.7 Spojité zatížení Q: 1,450 1,450 1,450 1,450 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole: 662,5 1245,0 1837,5 [mm]

2.0 ☐ Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

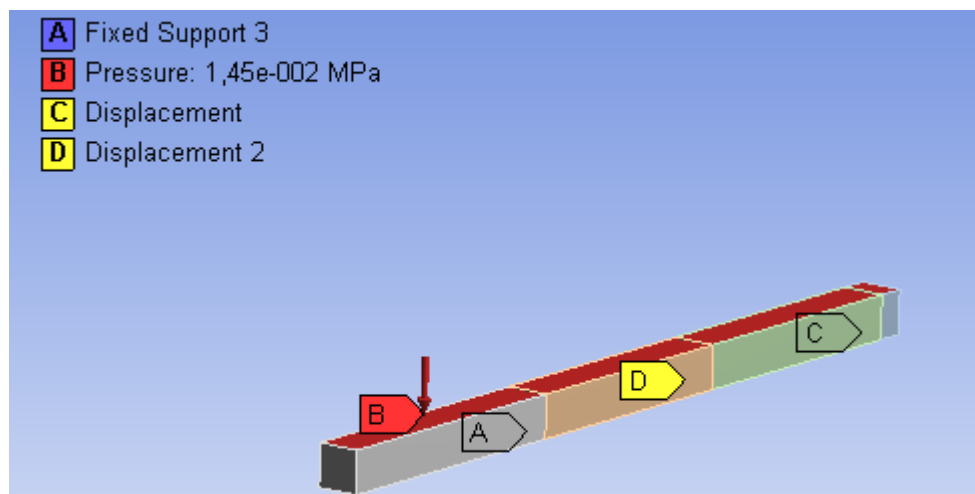
Kapitola výsledků

3.0 ☒ Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory zleva: R1 R2 R3

3.2 Reakce v podporách: 1958,43 242,89 553,69 [N]

Obr. 4.2 Výpočet nosníku v programu MITCalc



Obr. 4.3 Výpočet programem ANSYS

Tab. 4.1 Vypočtené hodnoty reakcí

Reakce	R_1	R_2	R_3
Hodnota	1951 N	257 N	546 N

Reakce vypočtené programy MITCalc a ANSYS Workbench se liší v řádech jednotek. Proto předpokládám správnost výsledků a pro další výpočet budu používat hodnoty programu MITCalc:

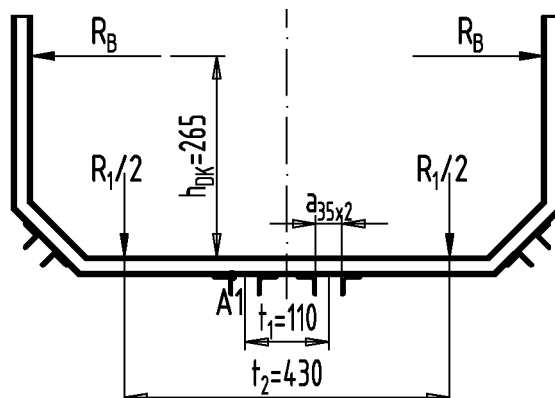
$$R_1 = 1958 \text{ N}$$

$$R_2 = 243 \text{ N}$$

$$R_3 = 554 \text{ N}$$

4.2 Kontrola předního ramena

Rameno je zatíženo podle schématu na obr. 4.4 silou od ležících kmenů R_1 a také silou R_B od kmenů, které se dotýkají bočních svislic ve výšce $h_{DK} = 265 \text{ mm}$. Při jízdě nebude tato síla velká, protože celý náklad bude svázan popruhem. Při naklonění vozíku se tato síla zvětšuje a kontrola ramena je provedena dále. Přední rameno je vyrobeno z tenkostěnného ocelového uzavřeného profilu ČSN 42 6935 (1) o rozměrech $a_{25 \times 2} = 25 \text{ mm}$; $t_{25 \times 2} = 2 \text{ mm}$.



Obr. 4.4 Zatížení předního ramena

Ohybový moment v místě A1:

$$M_{oA1} = -\frac{R_1}{2} \times \frac{t_2 - t_1 - a_{35 \times 2}}{2} - R_B \times h_{DK} \quad (4.1)$$

$$M_{oA1} = -\frac{1958}{2} \times \frac{430 - 110 - 35}{2} - 50 \times 265 = -152757,5 \text{ Nmm}$$

Pro zjištění ohybového napětí v profilu je potřeba vypočítat průřezový modul v ohybu.

Zaoblení profilu zanedbávám:

$$W_{o25 \times 2} = \frac{a_{25 \times 2} \times a_{25 \times 2}^3 - (a_{25 \times 2} - 2 \times t_{25 \times 2}) \times (a_{25 \times 2} - 2 \times t_{25 \times 2})^3}{6 \times a_{25 \times 2}} \quad (4.2)$$

$$W_{o25 \times 2} = \frac{25 \times 25^3 - (25 - 2 \times 2) \times (25 - 2 \times 2)^3}{6 \times 25} = 1307,6 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí v profilu:

$$\sigma_{oPRA1} = \frac{M_{oA1}}{W_{o25 \times 2}} \quad (4.3)$$

$$\sigma_{oPRA1} = \frac{152757,5}{1307,6} = 116,8 \text{ MPa}$$

Dle katalogu (10) se tento čtvercový profil vyrábí z materiálu S235JRH o minimální mezi kluzu $R_{eS235JRH} = 235 \text{ MPa}$ (2).

Koeficient statické bezpečnosti:

$$k_{sPRA1} = \frac{R_{eS235JRH}}{\sigma_{oPRA1}} \quad (4.4)$$

$$k_{sPRA1} = \frac{235}{116,8} = 2,01$$

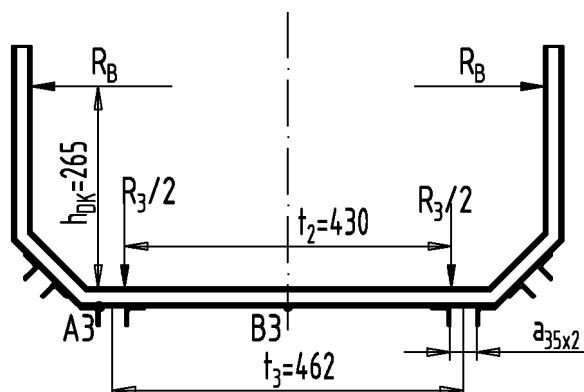
Pro statický výpočet musí být koeficient bezpečnosti větší než 1,5. V tomto případě rameno vyhovuje.

4.3 Kontrola středového ramena

Středové rameno je konstruováno stejně jako přední, ze stejného profilu i materiálu, rozdíl je pouze v zatížení od nákladu. Vzhledem k menší svislé síle, působící na středové rameno není potřeba provádět celý výpočet znovu a je zcela jasné, že rameno vyhovuje.

4.4 Kontrola zadního ramena

Zadní rameno je konstruováno ze stejného profilu i materiálu, rozdíl je pouze v zatížení od nákladu a umístění podpěrného nosníku jak je vidět na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Zatížení zadního ramena

Ohybový moment v místě A3:

$$M_{oA3} = -R_B \times h_{DK} \quad (4.5)$$

$$M_{oA3} = -50 \times 265 = -13250 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v profilu:

$$\sigma_{oPRA3} = \frac{M_{oA3}}{W_{o25 \times 2}} \quad (4.6)$$

$$\sigma_{oPRA3} = \frac{13250}{1307,6} = 10,13 \text{ MPa}$$

Koeficient statické bezpečnosti:

$$k_{sPRA3} = \frac{R_{eS235JRH}}{\sigma_{oPRA3}} \quad (4.7)$$

$$k_{sPRA3} = \frac{235}{10,13} = 23,2$$

Ohybový moment v místě B3:

$$M_{oB3} = -\frac{R_3}{2} \times \frac{t_3}{2} - R_B \times h_{DK} \quad (4.8)$$

$$M_{oB3} = -\frac{554}{2} \times \frac{462}{2} - 50 \times 265 = -77237 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v profilu:

$$\sigma_{oPRB3} = \frac{M_{oB3}}{W_{o25 \times 2}} \quad (4.9)$$

$$\sigma_{oPRB3} = \frac{77237}{1307,6} = 59,1 \text{ MPa}$$

Koeficient statické bezpečnosti:

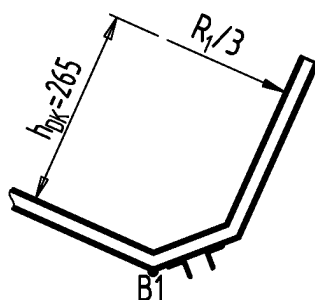
$$k_{sPRA3} = \frac{R_{eS235JRH}}{\sigma_{oPRA3}} \quad (4.10)$$

$$k_{sPRA3} = \frac{235}{59,1} = 3,97$$

Oba koeficienty statické bezpečnosti jsou větší než požadovaných 1,5, rameno vyhovuje.

4.5 Kontrola ramena při naklonění vozíku

V případě, že dojde k vyvrácení vozíku působí až třetina celkové síly ramena na boční svislici ramena, jak je znázorněno na obr. 4.6. Proto je potřeba zkontrolovat, zda je dodržena minimální statická bezpečnost.



Obr. 4.6 Zatížení ramena při naklonění

Ohybový moment v místě B1:

$$M_{oB1} = -\frac{R_1}{3} \times h_{DK} \quad (4.11)$$

$$M_{oB1} = -\frac{1958}{3} \times 265 = -172957 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v profilu:

$$\sigma_{oPRB1} = \frac{M_{oB1}}{W_{o25 \times 2}} \quad (4.12)$$

$$\sigma_{oPRB1} = \frac{172957}{1307,6} = 132,3 \text{ MPa}$$

Koeficient statické bezpečnosti:

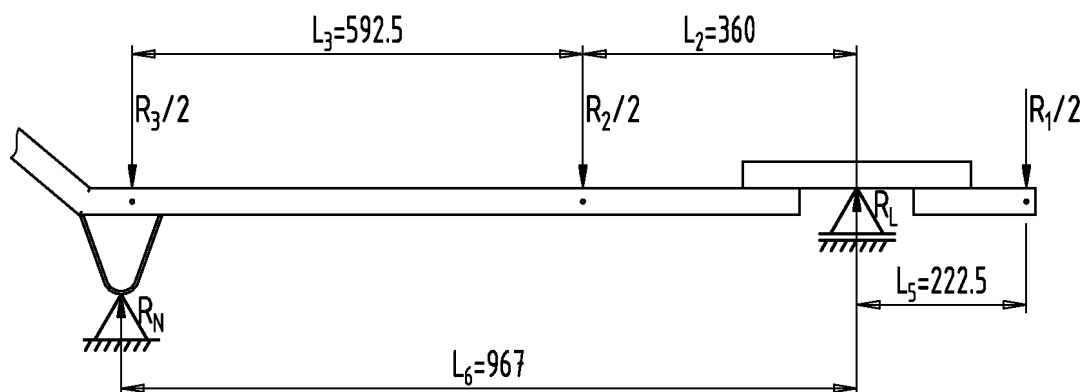
$$k_{sPRB1} = \frac{R_{eS235JRH}}{\sigma_{oPRB1}} \quad (4.13)$$

$$k_{sPRB1} = \frac{235}{132,3} = 1,77$$

Vypočtená statická bezpečnost je větší než požadovaná 1,5, rameno zatížení bez problémů unese. Další ramena není potřeba kontrolovat, protože jsou zatíženy menší silou nákladu.

4.6 Určení reakcí na hlavním nosníku

Výpočet reakcí na hlavním nosníku je prováděn pomocí rovnováhy sil k daným bodům. Schéma zatížení včetně podpěr nosníku je na obr. 4.7.



Obr. 4.7 Reakce do podložky

Určení reakce na opěrné nožce:

$$\sum M_L = 0$$

$$R_N = \frac{\frac{R_3}{2} \times (L_3 + L_2) + \frac{R_2}{2} \times (L_2) - \frac{R_1}{2} \times L_5}{L_6} \quad (4.14)$$

$$R_N = \frac{\frac{554}{2} \times (592,5 + 360) + \frac{243}{2} \times (360) - \frac{1958}{2} \times 222,5}{967} = 93 \text{ N}$$

Určení reakce pod ložiskem:

$$\sum M_N = 0$$

$$R_L = \frac{\frac{R_1}{2} \times (L_5 + L_6) + \frac{R_2}{2} \times (L_6 - L_2) + \frac{R_3}{2} \times (L_6 - L_2 - L_3)}{L_6} \quad (4.15)$$

$$R_L = \frac{\frac{1958}{2} \times (222,5 + 967) + \frac{243}{2} \times (967 - 360) + \frac{554}{2} \times (967 - 360 - 592,5)}{967}$$

$$R_L = 1284,5 \text{ N}$$

Ohybový moment v místě ložiska:

$$M_{oNL} = \frac{R_1}{2} \times L_5 \quad (4.16)$$

$$M_{oNL} = \frac{1958}{2} \times 222,5 = 217827,5 \text{ Nmm}$$

Hlavní nosník je vyroben z tenkostěnného ocelového uzavřeného profilu ČSN 42 6935 (1) o rozměrech $a_{35 \times 2} = 35 \text{ mm}$; $t_{35 \times 2} = 2 \text{ mm}$. Pro zjištění ohybového napětí v profilu je potřeba vypočítat průřezový modul v ohybu. Zaoblení profilu zanedbávám:

$$W_{o35 \times 2} = \frac{a_{35 \times 2}^3 \times a_{35 \times 2} - (a_{35 \times 2} - 2 \times t_{35 \times 2}) \times (a_{35 \times 2} - 2 \times t_{35 \times 2})^3}{6 \times a_{35 \times 2}} \quad (4.17)$$

$$W_{o35 \times 2} = \frac{35 \times 35^3 - (35 - 2 \times 2) \times (35 - 2 \times 2)^3}{6 \times 35} = 2748,1 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí v profilu:

$$\sigma_{oNL} = \frac{M_{oNL}}{W_{o35 \times 2}} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{oNL} = \frac{217827,5}{2748,1} = 79,3 \text{ MPa}$$

Dle katalogu (10) se tento čtvercový profil vyrábí z materiálu S235JRH o minimální mezi kluzu $R_{eS235JRH} = 235 \text{ MPa}$ (2).

Koeficient statické bezpečnosti:

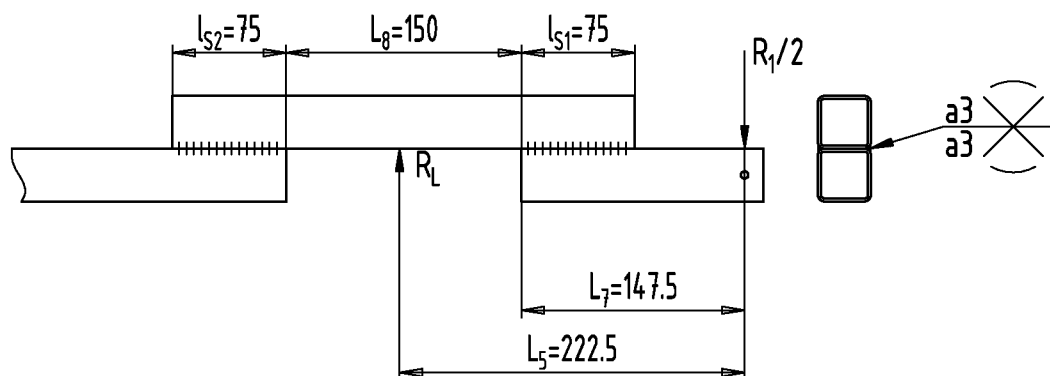
$$k_{sNL} = \frac{R_{eS235JRH}}{\sigma_{oNL}} \quad (4.19)$$

$$k_{sNL} = \frac{235}{79,3} = 2,96$$

Hlavní nosník vozíku vyhovuje, protože koeficient statické bezpečnosti je větší než 1,5.

4.7 Kontrola svarů na hlavních nosnících

V případě působení síly mimo těžiště nosného průřezu je potřeba přeložit sílu do těžiště průřezu, tím je průřez namáhán na tah a ohybem, který vznikne původní silou na rameni o vzdálenosti původní síly k těžišti průřezu (6). Profily jsou svařeny na obou stranách, proto $n = 2$. Schéma zatížení svarů je znázorněno na obr. 4.8.



Obr. 4.8 Zatížení svarů hlavního nosníku

Ohybové napětí v těžišti svaru 1:

$$\sigma_{oSV1} = \frac{6 \times \frac{R_1}{2} \times \left(L_7 - \frac{l_{S1}}{2} \right)}{n \times a_s \times l_{S1}^2} \quad (4.20)$$

$$\sigma_{oSV1} = \frac{6 \times \frac{1958}{2} \times \left(147,5 - \frac{75}{2} \right)}{2 \times 3 \times 75^2} = 19,2 \text{ MPa}$$

Tahové napětí ve svaru:

$$\sigma_{tSV1} = \frac{\frac{R_1}{2}}{n \times a_s \times l_{S1}} \quad (4.21)$$

$$\sigma_{tSV1} = \frac{\frac{1958}{2}}{2 \times 3 \times 75} = 2,2 \text{ MPa}$$

Celkové redukované napětí ve svaru lze získat pomocí převodních součinitelů podle ČSN 05 0120. Pro tahové namáhání je převodní součinitel dle (3) $k_1 = 0,85$:

$$\sigma_{REDSV1} = \frac{\sigma_{tSV1} + \sigma_{oSV1}}{k_1} \quad (4.22)$$

$$\sigma_{REDSV1} = \frac{2,2 + 19,2}{0,85} = 25,2 \text{ MPa}$$

Koeficient statické bezpečnosti svaru:

$$k_{sSV1} = \frac{R_{eS235JRH}}{\sigma_{REDSV1}} \quad (4.23)$$

$$k_{sSV1} = \frac{235}{25,2} = 9,2$$

Ohybové napětí v těžišti svaru 2:

$$\sigma_{oSV2} = \frac{6 \times \left(\frac{R_1}{2} \times \left(L_7 + L_8 - \frac{l_{S2}}{2} \right) + R_L \times \left(\frac{L_8 + l_{S2}}{2} \right) \right)}{n \times a_s \times l_{S2}^2} \quad (4.24)$$

$$\sigma_{oSV2} = \frac{6 \times \left(\frac{1958}{2} \times \left(147,5 + 150 - \frac{75}{2} \right) + 1284,5 \times \left(\frac{150 + 75}{2} \right) \right)}{2 \times 3 \times 75^2} = 10,7 \text{ MPa}$$

Tahové napětí ve svaru:

$$\sigma_{tSV2} = \frac{R_L - \frac{R_1}{2}}{n \times a_s \times l_{S2}} \quad (4.25)$$

$$\sigma_{\text{tSV}2} = \frac{1284,5 - \frac{1958}{2}}{2 \times 3 \times 75} = 0,7 \text{ MPa}$$

Celkové redukované napětí ve svaru lze získat pomocí převodních součinitelů podle ČSN 05 0120. Pro tahové namáhání je převodní součinitel dle (3) $k_1 = 0,85$:

$$\sigma_{\text{REDSV}2} = \frac{\sigma_{\text{tSV}2} + \sigma_{\text{oSV}2}}{k_1} \quad (4.26)$$

$$\sigma_{\text{REDSV}2} = \frac{0,7 + 10,7}{0,85} = 13,4 \text{ MPa}$$

Koeficient statické bezpečnosti svaru:

$$k_{\text{ssV}2} = \frac{R_{\text{eS235JRH}}}{\sigma_{\text{REDSV}2}} \quad (4.27)$$

$$k_{\text{ssV}2} = \frac{235}{13,4} = 17,5$$

Všechny svary na hlavním nosníku vyhovují z hlediska statické bezpečnosti.

4.8 Kontrola ložisek

Osa kola je uložena v ložiskovém domku UCP205, který je na obr. 4.9. V tomto domku je uloženo radiální kuličkové ložisko UC205 se základní dynamickou únosností $C = 14000 \text{ N}$ a základní statickou únosností $C_0 = 7880 \text{ N}$. Každé ložisko je zatíženo radiální silou $R_L = 1284,5 \text{ N}$.



Obr. 4.9 Ložiskový domek UCP205 (22)

4.8.1 Statická kontrola

Součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost:

$$s_0 = \frac{C_0}{R_L} \quad (4.28)$$

$$s_0 = \frac{7880}{1284,5} = 6,13$$

Součinitel statické bezpečnosti několikanásobně vyhovuje všem typům zatížení dle (4), kde se součinitel statické bezpečnosti pohybuje v rozmezí 0,5-2.

4.8.2 Dynamická kontrola

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{R_L} \right)^3 \quad (4.29)$$

$$L_{10} = \left(\frac{14000}{1284,5} \right)^3 = 1294,7 \text{ mil.ot.}$$

Otáčky ložiska lze spočítat z rychlosti lidské chůze $v_{CH} = 1,5 \text{ m/s}$, uvažována horní hranice průměrné rychlosti podle (24) a průměru kola $D_K = 360 \text{ mm}$:

$$n_L = \frac{60 \times v_{CH}}{\pi \times D_K} \quad (4.30)$$

$$n_L = \frac{60 \times 1,5}{\pi \times 0,36} = 79,6 \text{ ot / min}$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

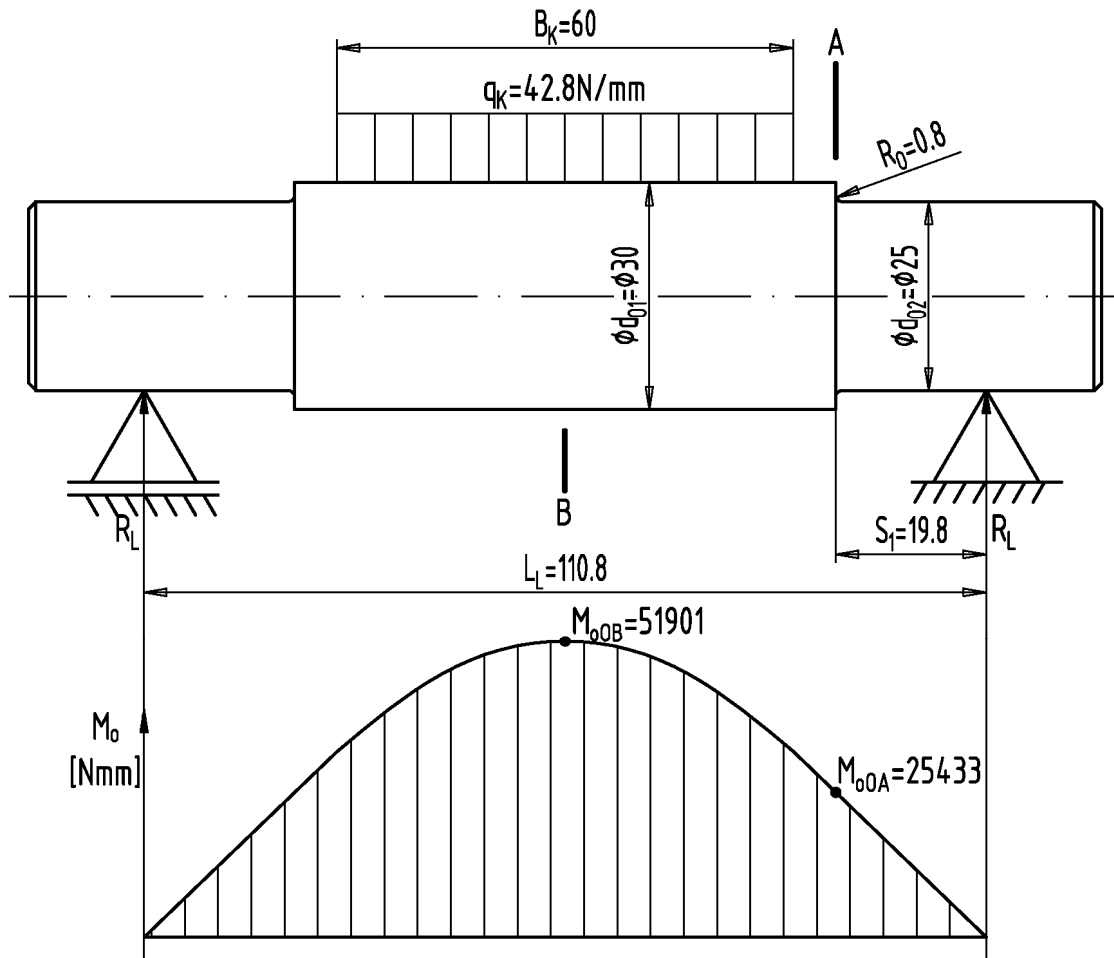
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n_L} \times L_{10} \quad (4.31)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 79,6} \times 1294,7 = 2710846 \text{ hod}$$

Životnost odpovídá přibližně 309 let při nepřetržitém provozu za předpokladu, že nedojde k poškození ložiska jiným způsobem např. korozí.

4.9 Kontrola otočné osy

Osa je konstruována z kruhové tyče Ø30 podle (10) a materiálu S235JR o mezi kluzu $R_{eS235JR} = 235\text{MPa}$.



Obr. 4.10 Zatížení osy kola

Průběh ohybových momentů, znázorněný na obr. 4.10, je symetrickým od pravé podpory do místa začátku spojitěho zatížení od kola lineární, dále vlivem spojitěho zatížení pokračuje parabolicky.

Ohybový moment v místě A:

$$M_{oA} = R_L \times S_I \quad (4.32)$$

$$M_{oA} = 1284,5 \times 19,8 = 25433 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment v místě B:

$$M_{oB} = R_L \times \frac{L_L}{2} - q_K \times \frac{B_K}{2} \times \frac{B_K}{4} \quad (4.33)$$

$$M_{oB} = 1284,5 \times \frac{110,8}{2} - 42,8 \times \frac{60}{2} \times \frac{60}{4} = 51901 \text{ Nmm}$$

4.9.1 Statická kontrola

Ohybové napětí v místě A, kde součinitel vrubu podle (5) str. 18 obr. 2.8 pro

$$\frac{R_o}{d_{o2}} = \frac{0,8}{25} = 0,032 \text{ a } \frac{d_{o1}}{d_{o2}} = \frac{30}{25} = 1,2 \text{ je } \alpha_{\sigma oA} = 2,2$$

$$\sigma_{\sigma oA} = \frac{32 \times M_{\sigma oA}}{\pi \times d_{o2}^3} \times \alpha_{\sigma oA} \quad (4.34)$$

$$\sigma_{\sigma oA} = \frac{32 \times 25433}{\pi \times 25^3} \times 2,2 = 36,5 \text{ MPa}$$

Protože osa nepřenáší točivý moment a tudíž v ní nepůsobí smykové napětí lze součinitel statické bezpečnosti počítat z ohybového napětí:

$$k_{\sigma oA} = \frac{R_{eS235JR}}{\sigma_{\sigma oA}} \quad (4.35)$$

$$k_{\sigma oA} = \frac{235}{36,5} = 6,4$$

Při ideální stavu by se součinitel měl pohybovat v rozmezí 1,5 – 2,5. V tomto případě je osa předimenzována, ale rozměry vycházejí z konstrukce.

4.9.2 Dynamická kontrola

Mez únavy v ohybu oceli S235JR podle (2) pro hladký vzorek je $\sigma_{CoS235JR} = 135 \text{ MPa}$

Neuberova konstanta v místě A pro $R_{mS235JR} = 340 \text{ MPa}$ (5) je $\sqrt{A} = 0,6 \text{ mm}$. Z toho:

$$\beta_A = 1 + \frac{\alpha_{\sigma AA} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_o}}} \quad (4.36)$$

$$\beta_A = 1 + \frac{2,2 - 1}{1 + \frac{0,6}{\sqrt{0,8}}} = 1,7$$

Mez únavy skutečné součásti v místě A pro součinitel velikosti průřezu (5) $\varepsilon_{vA} = 0,88$ a součinitel jakosti povrchu $\eta_{pA} = 0,9$:

$$\sigma_{CoA}^* = \sigma_{CoS235JR} \times \frac{\varepsilon_{vA} \times \eta_{pA}}{\beta_A} \quad (4.37)$$

$$\sigma_{CoA}^* = 135 \times \frac{0,88 \times 0,9}{1,7} = 62,9 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí v místě A:

$$\sigma_{aOA} = \frac{32 \times M_{oOA}}{\pi \times d_{O2}^3} \quad (4.38)$$

$$\sigma_{aOA} = \frac{32 \times 25433}{\pi \times 25^3} = 16,6 \text{ MPa}$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_{d\sigma A} = \frac{\sigma_{CoA}^*}{\sigma_{aoA}} \quad (4.39)$$

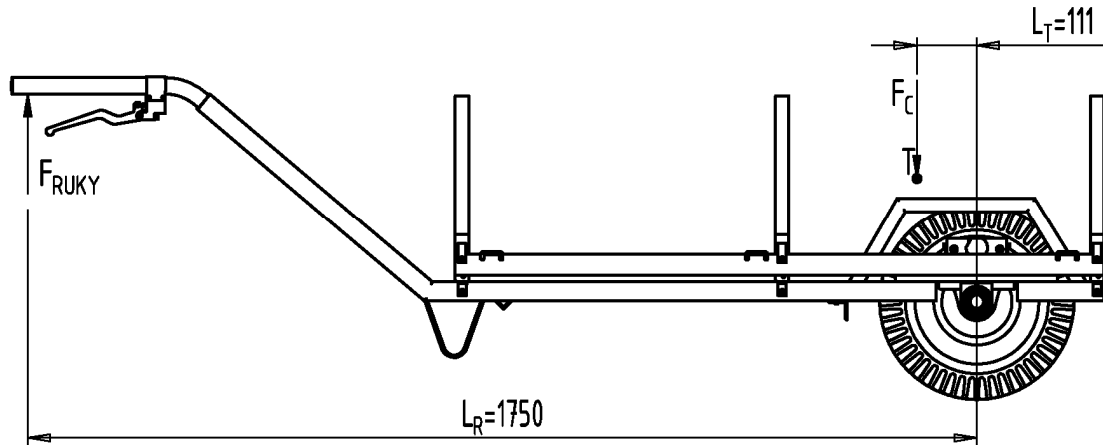
$$k_{d\sigma A} = \frac{62,9}{16,6} = 3,8$$

Minimální dynamická bezpečnost podle (5) by se měla pohybovat v rozmezí 1,3 až 1,5, což je zde splněno s dostatečnou rezervou.

5. Zatížení obsluhy

Výpočet některých sil potřebných pro manipulaci s vozíkem

5.1 Síla při zvednutí naloženého vozíku



Obr. 5.1 Síla při zvednutém vozíku

Celková síla v těžišti vozíku:

$$F_C = (m_N + m_v) \times g \quad (5.1)$$

$$F_C = (280 + 34) \times 9,81 = 3080 \text{ N}$$

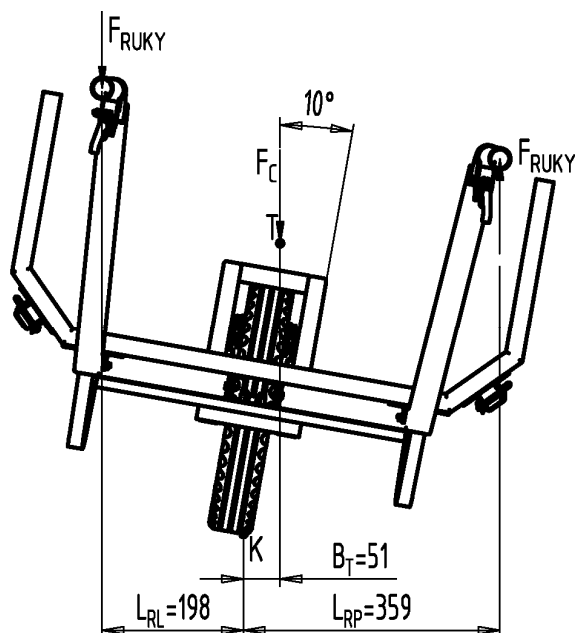
Síla na jednu ruku obsluhy se vypočítá pomocí silové rovnováhy dle obr. 5.1:

$$F_{\text{RUKY}} = \frac{\frac{F_C}{2} \times L_T}{L_R} \quad (5.2)$$

$$F_{\text{RUKY}} = \frac{\frac{3080}{2} \times 111}{1750} = 97 \text{ N}$$

Zátěž obsluhy odpovídá přibližně 10 kg, což je snesitelné. Při jízdě z kopce, kdy se vozík nakloní dopředu, dojde k přesunutí těžiště nad kolo a tak snížení zatížení obsluhy.

5.2 Síla při naklonění vozíku



Obr. 5.2 Síla při nakloněném vozíku

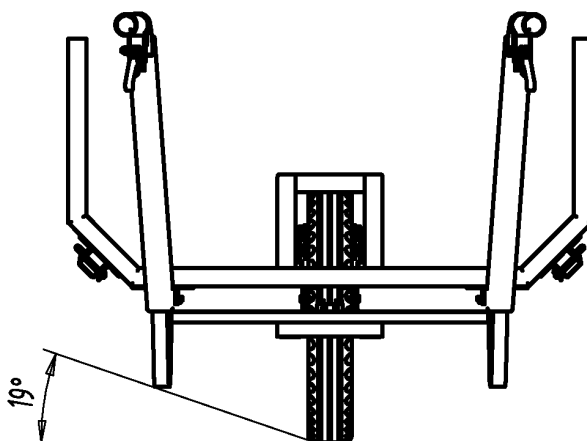
Za předpokladu, že je náklad na vozíku optimálně rozložen a těžiště je umístěno v podélné ose kola je síla na každou ruku obsluhy stejná. Při naklonění vozíku dochází k přesunutí těžiště mimo podélnou osu symetrie kola a celého vozíku. Potřebná síla pro udržení vozíku se spočítá pomocí rovnováhy sil okolo bodu K:

$$\sum M_K = 0$$

$$F_{\text{RUKY}} = \frac{F_C \times B_T}{L_{\text{RL}} + L_{\text{RP}}} \quad (5.3)$$

$$F_{\text{RUKY}} = \frac{3080 \times 51}{198 + 359} = 282 \text{ N}$$

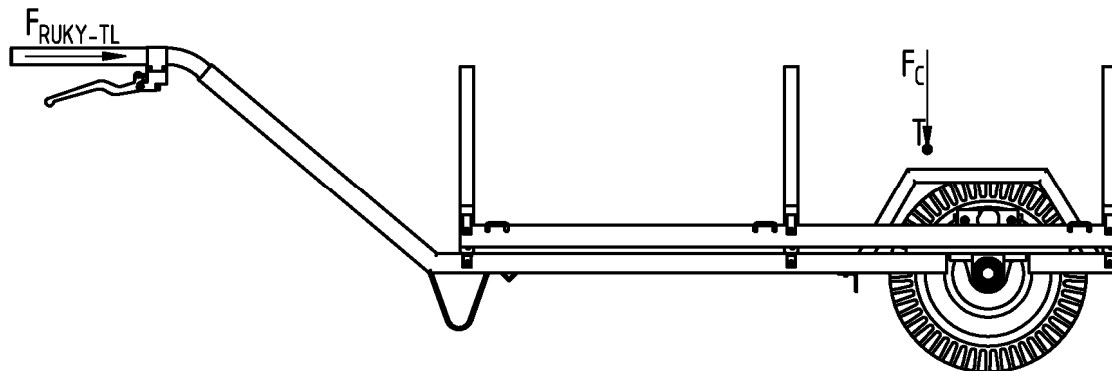
Vypočtená síla každé ruky $F_{\text{RUKY}} = 282 \text{ N}$ platí pro náklon 10° , při větším náklonu se síla potřebná pro udržení vozíku proti vyvrácení dále zvyšuje. Proto je potřeba vozík udržet v rovnovážné poloze, což lze i při velkých úhlech bočního svahu jak je vidět na obr. 5.3.



Obr. 5.3 Maximální úhly sklonu bočního svahu

5.3 Tlačná síla

Tlačná síla vozíku při jízdě po rovině musí být větší než součet všech jízdních odporů (7). V tomto případě za jízdní odpor uvažuji pouze odpor od valení kola po podložce, protože odpor vzduchu je při rychlosti lidské chůze $v_{CH} = 1,5 \text{ m/s}$ zanedbatelný.



Obr. 5.4 Tlačná síla při jízdě po rovině

Součinitel odporu valení podle (7) pro travnatý terén jsem volil $f_v = 0,08$

Síla pro překonání odporu valení je dána vztahem:

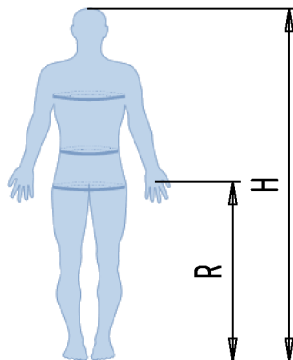
$$F_{RUKY-TL} = F_C \times f_v \quad (5.4)$$

$$F_{RUKY-TL} = 3080 \times 0,08 = 246 \text{ N}$$

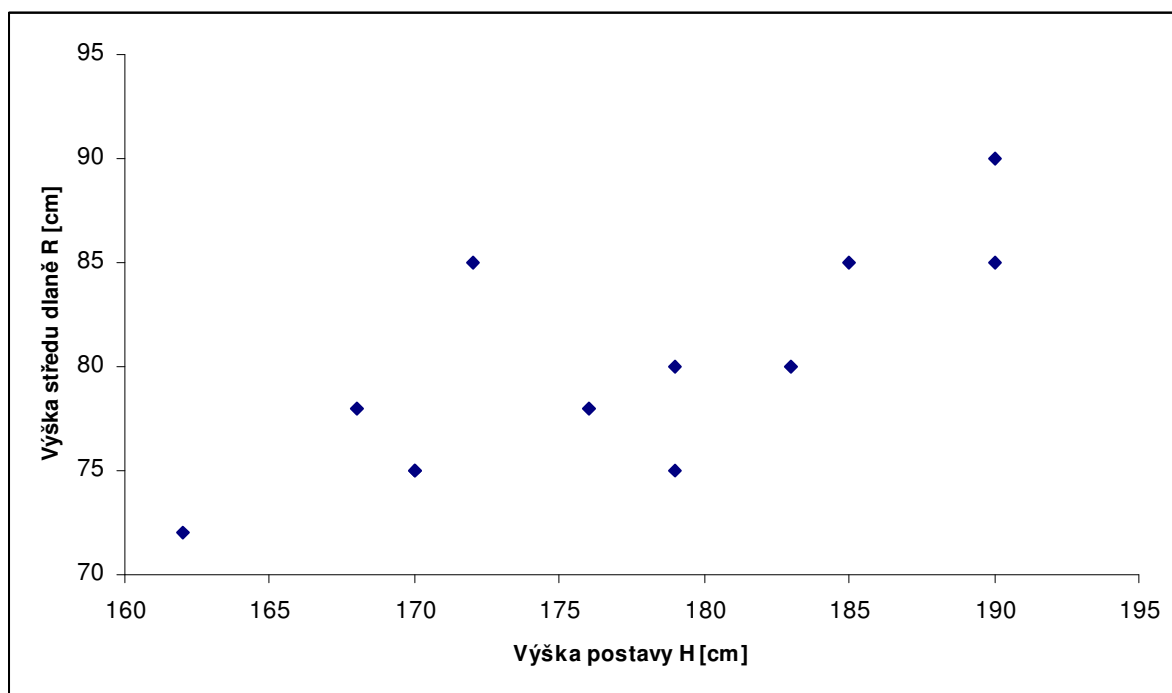
Při pokusu, kdy jsem tlačil stavebním kolečkem do digitální osobní váhy opřené o svislou stěnu jsem dokázal vyvinout bez problému sílu 250 N, z toho vyplývá, že při plném naložení není problém uvést vozík do pohybu po rovině.

5.4 Výška rukojetí vozíku

V závislosti na výšce postavy obsluhy se mění náklon vozíku. Z konstrukce vozíku vychází minimální výška rukojeti, aby nedocházelo k drhnutí opěrných nožek o podložku, 497 mm. Maximální zvednutí je 1125 mm, kdy dojde k zapíchnutí předního konce kmene do země. Podle průzkumu, který jsem si udělal se výška dlaně od země pohybuje v rozmezí 72 – 90 cm u osob vysokých 162 – 190 cm. Závislost výšky dlaní na výšce osoby je znázorněna na obr. 5.6.



Obr. 5.5 Schéma měření



Obr. 5.6 Závislost výšky dlaně na výšce osoby

Ze zjištěných hodnot vyplývá, že s vozíkem jsou schopny manipulovat osoby různých výšek a tedy není zde žádné omezení.

6. Závěr

Podle mého názoru jsem vybral nejlepší možné řešení, které se hodí do daných specifických podmínek, protože splňuje všechny kritéria, které na něj byly kladeny. Jednoduchá manipulace je zajištěna jedním kolem a tím je možno z vozíkem manipulovat ve všech směrech. Minimální zátěž obsluhy vyhovuje v případě, kdy se vozík naloží optimálně, tedy aby těžiště bylo co nejbližší kola. Požadovaná nízká hmotnost je diskutabilní, protože 34 kg není nejméně, ovšem 10 kg váží pouze kolo, ale protože se po terénu odvaluje nemusí jej obsluha nést. Pro skladování se vozík dá rozložit na jednotlivé díly a lze jej tak jednoduše uskladnit postavením na výšku do rohu místnosti. Zajištění vozíku při manipulaci s nákladem jsem nejprve uvažoval jako plně automatické, tedy brzda v klidovém stavu zabrzděná, ale později se toto řešení ukázalo jako nebezpečné, protože obsluha by musela přitahováním páky k rukojeti brzdou uvolňovat. Toto by mohlo vést k záměně funkce s jízdním kolem a vzniku nebezpečné situace, kdy by vozík obsluze ujel. Z toho vyplývá splnění posledního požadavku jednoduchého brzdění, které se chová stejně jako na jízdním kole.

Posledním cílem je výroba celého zařízení. Vozík jsme vyrobili společně s mým otcem v domácích podmínkách za pomoci nářadí a nástrojů, kterými je vybavena každá průměrná dílna a elektrické obloukové svářečky a soustruhu Mn80A. V případě, že by se vyrábělo více kusů vozíku, tak by to nebyl žádný velký problém. Pokud by vozíky vyráběly firmy, musel bych dodělat veškerou výkresovou dokumentaci. V našich podmínkách jsme vyráběli přímo podle 3D modelu.

Závěrem lze konstatovat, že všechny stanovené cíle byly splněny, nový způsob přibližování kmenů z lesa je navržen a zařízení vyrobeno.

7. Seznam použité literatury

1. Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*, ALBRA 2003, 872 s., ISBN 80-86490-74-2
2. Kříž R., Trčka J.: *Tabulky materiálů pro strojírenství I*, Kovové materiály – železné kovy, MONTANEX 1999, 349 s., ISBN 80-85780-92-5
3. Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*, Části spojovací, Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2007, 91 s., ISBN 978-80-248-1290-8
4. Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*, Části pohonů strojů, Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2008, 130s., ISBN 978-80-248-1860-3
5. Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, VŠB-TU Ostrava 2005, 64 s., ISBN 80-248-0878-1
6. <http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/kombinovane-namahani/kombinovane-namahani.pdf>
7. Ing. Jaromír Široký, Ph.D.: Pohyb silničních vozidel, http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf
8. Ing. Jaromír Široký, Ph.D.: Mechanika styku kolo – vozovka, http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/4_1.pdf
9. Prumyslovepotreby.CZ - internetový obchod, <http://www.prumyslove-potreby.cz/>
10. Ceník hutního materiálu <http://www.ferona.cz/cze/maloprodejny/ostrava.php>
11. <http://www.risy.cz/index.php?pid=202&sid=126&mid=5023>
12. <http://www.stavebnitechnologie.cz/image/clanky/2002111901/obr7.jpg>
13. <http://www.slpkrtiny.cz/komercni-cinnost/lesni-stroje/lesni-lanovky/larix-3t/>
14. <http://www.wedules.cz/lev%E1da.jpg>
15. http://www.lesni-technika.cz/Assets/Images/KAPSEN/KAPSEN_vozik.jpg
16. http://images.tipmoto.com/t/i/147/147500_1.jpg
17. http://www.zvak.cz/images_zbozi/zem059.jpg
18. http://www.zvak.cz/images_zbozi/zem053.jpg
19. <http://davy.jawajizda.cz/technika/brzdy/brzda3.jpg>
20. http://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Disk_brake_dsc03682.jpg
21. <http://www.mizici.com/article.php?aid=520>
22. <http://www.vxb.com/Merchant2/graphics/00000001/UCP.jpg>
23. http://www.bearing.com.cn/cbcc_ml/nisbearing/25.jpg
24. http://cs.wikipedia.org/wiki/Seznam_rychlost%C3%AD_v_p%C5%99%C3%ADrod%C4%9B_a_technice

8. Seznam příloh

Sestavný výkres	ZAH119-BP-00 Ruční vozík
Výrobní výkres	ZAH119-BP-02-1 Osa kola
Výrobní výkres	ZAH119-BP-03 Rameno přední
Datový nosič CD	ZAH119-BP-CD